

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 1 5 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 1 0 3 7 2
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 1 1 0 3 7 2]

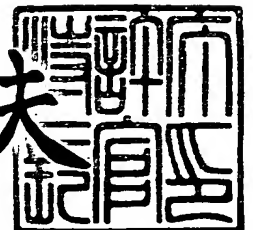
出 願 人 N T N 株 式 会 社
Applicant(s):

CERTIFIED COPY OF
PRIORITY DOCUMENT

2 0 0 4 年 4 月 2 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 P15-106

【提出日】 平成15年 4月15日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16C 19/22

【発明の名称】 円筒ころ軸受および円筒ころ軸受用保持器

【請求項の数】 8

【発明者】

 【住所又は居所】 三重県桑名市大字東方字尾弓田 3 0 6 6 NTN株式会社
社内

 【氏名】 古山 峰夫

【発明者】

 【住所又は居所】 三重県桑名市大字東方字尾弓田 3 0 6 6 NTN株式会社
社内

 【氏名】 森 正継

【特許出願人】

 【識別番号】 000102692

 【氏名又は名称】 NTN株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100064584

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 江原 省吾

【選任した代理人】

 【識別番号】 100093997

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 田中 秀佳

【選任した代理人】

【識別番号】 100101616

【弁理士】

【氏名又は名称】 白石 吉之

【選任した代理人】

【識別番号】 100107423

【弁理士】

【氏名又は名称】 城村 邦彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100120949

【弁理士】

【氏名又は名称】 熊野 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100121186

【弁理士】

【氏名又は名称】 山根 広昭

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 019677

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 円筒ころ軸受および円筒ころ軸受用保持器

【特許請求の範囲】

【請求項1】 外周に軌道面を有する内輪と、内周に軌道面を有する外輪と、内輪の軌道面と外輪の軌道面との間に転動自在に配された複数の円筒ころと、円筒ころを所定間隔に保持する樹脂保持器とを備えた円筒ころ軸受において、前記保持器が一对の環状部と環状部どうしを連結する複数の柱とで構成され、隣接する柱間に円筒ころを収容するためのポケットが形成されて円筒ころに対して径方向に位置決めされ、ポケットのすみ部の曲率半径を r 、円筒ころの長さを Lw としたとき、 $r/Lw \geq 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とする円筒ころ軸受。

【請求項2】 保持器のポケットのすみ部の曲率半径を r 、保持器の環状部の内径側最小寸法を $k1$ としたとき、 $r/k1 \leq 1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項1に記載の円筒ころ軸受。

【請求項3】 保持器のポケットのすみ部の曲率半径を r 、ポケットの円筒ころ端面との接触部の突出量を $k2$ 、円筒ころの軸方向面取りを $r1$ としたとき、 $r < k2 + r1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項1または2に記載の円筒ころ軸受。

【請求項4】 保持器内径を $\phi d1$ 、ポケットの円筒ころ端面との接触部から柱までの距離を $w5$ 、円筒ころの数を Z としたとき、 $w5 \cdot Z / \phi d1 \cdot \pi > 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項1に記載の円筒ころ軸受。

【請求項5】 一对の環状部と環状部どうしを連結する複数の柱とで構成され、隣接する柱間に円筒ころを収容するためのポケットが形成された円筒ころ軸受用保持器において、ポケットのすみ部の曲率半径を r 、円筒ころの長さを Lw としたとき、 $r/Lw \geq 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とする円筒ころ軸受用保持器。

【請求項6】 ポケットのすみ部の曲率半径を r 、環状部の内径側最小寸法を $k1$ としたとき、 $r/k1 \leq 1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項5に記載の円筒ころ軸受用保持器。

【請求項 7】 保持器内径を ϕd_1 、円筒ころ端面との接触部から柱までの距離を w_5 、円筒ころの数を Z としたとき、 $w_5 \cdot Z / \phi d_1 \cdot \pi > 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項 5 に記載の円筒ころ軸受用保持器。

【請求項 8】 ポケットのすみ部の曲率半径を r 、円筒ころ端面との接触部の突出量を k_2 、円筒ころの軸方向面取りを r_1 としたとき、 $r < k_2 + r_1$ の関係が成り立つことを特徴とする請求項 5 に記載の円筒ころ軸受用保持器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は円筒ころ軸受および円筒ころ軸受用保持器に関する。円筒ころ軸受には、N 形（内輪両つば）、NU 形（外輪両つば）、NF 形（内輪両つば、外輪片つば）、NJ 形（内輪片つば、外輪両つば）、NUP 形（内輪の両つばのうち片側を別体のつば輪で構成、外輪両つば）など、種々の形式のものがある。

【0002】

【従来の技術】

例えば、マシニングセンタ、CNC 旋盤、フライス盤等の工作機械の主軸装置は、ワークの加工効率や精度を高める等の理由から高速回転で運転される場合が多く、特に最近主軸回転速度により高速化の傾向が顕著である。

【0003】

一般に、工作機械の主軸装置において、主軸は、フロント側（工具側）及びリヤ側（反工具側）にそれぞれ配置された転がり軸受でハウジングに対して回転自在に支持され、転がり軸受は、使用条件等に応じて、オイルミスト潤滑、エアオイル潤滑、ジェット潤滑、グリース潤滑などの潤滑方式によって潤滑される。通常、フロント側の転がり軸受部は主軸の軸方向変位を許容しない構造とされ（固定側）、リヤ側の転がり軸受部は運転時の熱による主軸の軸方向膨張量を吸収し又は逃がすため、主軸の転がり軸受部には、組合せアンギュラ玉軸受、組合せアンギュラ玉軸受＋複列円筒ころ軸受が多く使用され、リヤ側の転がり軸受部には、組合せアンギュラ玉軸受、複列又は単列の円筒ころ軸受が多く使用される。

【0004】

図10は、円筒ころ軸受の一構造例を示している。この円筒ころ軸受は、外周に軌道面1aを有する内輪1と、内周に軌道面2aを有する外輪2と、内輪1の軌道面1aと外輪2の軌道面2aとの間に転動自在に配された複数の円筒ころ3と、円筒ころ3を円周方向で所定間隔に保持する保持器4とを備えている。内輪1の両側部には、それぞれ、つば1bが設けられている。

【0005】

保持器の案内（位置決め）形式には、保持器を外輪の内周面または内輪の外周面で案内する外輪または内輪案内形式と、ころによって案内するころ案内形式とがある。ここで、ころ案内保持器の場合は、高速回転時、保持器が遠心力を受けて振れ回りを起こしたり、また、保持器がころからの過大な荷重を受けて変形させられ、破損に至るおそれがあった（特許文献1参照）。

【0006】

上記のようなころ案内形式では、振れ回りを少なくするために保持器ポケットと円筒ころの径方向すきま δ （直径分）を小さく設定することで対応しており、例えば、円筒ころの直径 D_w に対するすきまの比 D_w/δ を0.01～0.10に設定している。とくに、高速回転の場合には、0.01～0.05にしている。

【0007】

【特許文献1】

特開2002-323048号公報（段落番号0003～0004）

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、例えば工作機械主軸の円筒ころ軸受は、高精度の加工を目的とし、主軸のガタを押さえるため、組み込み後のラジアル内部すきま0を狙う。運転中は、外輪温度に対し内輪温度が高く、この場合、内輪の膨張量が外輪より大きくなることで、初期のラジアル内部すきまはさらに小さくなり、負すきま（予圧状態）になる。

【0009】

一般に運転中の軸受内では転動体、保持器、内・外輪の寸法・形状の影響によ

り、転動体は一定の間隔で進むのではなく、早く進もうとするものや、遅れるものがある。ラジアル内部すきまがある場合、負荷域でこの遅れ進みが発生してもすきま域で開放されるため、その力（遅れ進みの差）が蓄積されることはない。しかし、負すきま状態では開放される領域がないため、発生した遅れ進みは蓄積され、その力は保持器に影響を及ぼす。

【0010】

遅れ進みによりころから保持器に作用した力は、ころと接触する保持器の舌片部での変形はもとより、保持器の環状部全体の変形も起こし得る。保持器の変形によるスプリング力（例えば、保持器の環状部が楕円に変形し、もとに戻ろうとする力や、舌片部がころから作用する力で柱中央側に変形し、もとに戻ろうとする力がこれに該当する）が、ころから加わる力より大きくなると、転動体と軌道面の間で滑りが起き、これにより力の蓄積が一時的に開放される。しかし、保持器の強度面に配慮していない場合、運転中のこうした変形、開放の繰り返しに耐え切れず、保持器が破損するに至るおそれがある。

【0011】

最近の工作機械の運転条件は、高速化はもとより、治具交換時間の短縮のため、より短時間で最高回転数に到達し、より短時間で停止すること（急加速、急停止）が求められ、保持器に作用する力は益々増大している。

【0012】

また、高精度、高速運転に対応するため、ハウジングを冷却するケースがある。軸受温度の低下といったよい面がある一方、外輪が積極的に冷却されることで、さらに内・外輪の温度差が大きくなり、運転時のラジアル内部すきまはさらに負すきま（予圧量の増大）となり、これも保持器に作用する力が増加する要因の一つとなっている。

【0013】

本発明の目的は、保持器の強度向上を図ることにより、高速運転時、急加速減速運転下において安定的に性能を発揮する円筒ころ軸受を提供することにある。

【0014】

【課題を解決するための手段】

本発明は、外周に軌道面 12 を有する内輪 10 と、内周に軌道面 22 を有する外輪 20 と、内輪 10 の軌道面 12 と外輪 20 の軌道面 22 との間に転動自在に配された複数の円筒ころ 30 と、円筒ころを所定間隔に保持する樹脂保持器 40 とを備えた円筒ころ軸受において、前記保持器 40 が一对の環状部 42 と環状部どうしを連結する複数の柱 44 とで構成され、隣接する柱 44 間に円筒ころ 30 を収容するためのポケット 46 が形成されて円筒ころに対して径方向に位置決めされ、保持器 40 のポケット 46 のすみ部の曲率半径を r 、円筒ころ 30 の長さを Lw としたとき、 $r/Lw \geq 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とするものである。保持器は樹脂材で形成されるので、保持器の破損として、ポケットすみ部から柱方向あるいは環状部幅面方向へ進む破損に至るおそれのあることは特に注意が必要である。このポケットすみ部の曲率半径 r が小さい場合、応力集中により柱 44 あるいは環状部 42 が破断に至りやすくなるため、 $r/Lw \geq 0.1$ となるよう、すみ部曲率半径 r を大きくとることが必要である。

【0015】

請求項 2 の発明は、請求項 1 に記載の円筒ころ軸受において、保持器 40 のポケット 46 のすみ部の曲率半径を r 、保持器 40 の環状部 42 の内径側最小寸法を $k1$ としたとき、 $r/k1 \leq 1$ の関係が成り立つことを特徴とするものである。応力集中の緩和のためにむやみにすみ部の曲率半径 r を大きくすると、環状部 42 が破断するおそれがある。これを回避するために、すみ部の曲率半径 r は、環状部 42 の内径側最小寸法 $k1$ より小さくするのが好ましい。これは、円筒ころの遅れ進みにより保持器 40 の環状部 42 が変形し、その時内径側の引っ張りによる力から環状部破断となることを避けるためである。なお、すみ部の曲率半径 r も大きくし、保持器環状部内径側最小寸法 $k1$ も確保できれば問題ないが、保持器幅は一般に軸受幅面より小さく設定しており、環状部総幅も制限される。また、保持器内径部と内輪外径部にノズル付き間座が設定される場合もあり（特願 2002-358850）、環状部内径側最小寸法 $k1$ も制限される。

【0016】

請求項 3 の発明は、請求項 1 に記載の円筒ころ軸受において、保持器 40 のポケット 46 のすみ部の曲率半径を r 、ポケット 46 の円筒ころ端面との接触部 4

8の突出量を k_2 、円筒ころ30の軸方向面取りを r_1 としたとき、 $r < k_2 + r_1$ の関係が成り立つことを特徴とする。このような構成を採用することにより、ポケット46のすみ部曲率半径 r ところ面取りの干渉を避けることができる。

【0017】

請求項4の発明は、請求項1または2に記載の円筒ころ軸受において、保持器内径を ϕd_1 、ポケット40の円筒ころ端面との接触部48から柱44までの距離を w_5 、円筒ころ30の数を Z としたとき、 $w_5 \cdot Z / \phi d_1 \cdot \pi > 0.1$ の関係が成り立つことを特徴とするものである。環状部42が変形したとき、ポケット46の柱44近傍(w_5)は応力が集中しやすいが、円筒ころ30の端面と接触する接触部48があることでさらに応力が集中しやすくなる。 w_5 を確保することで応力集中を緩和させるため、環状部42内径側の円周長さに対する w_5 の割合を確保する必要がある、式 $w_5 \cdot Z / \phi d_1 \cdot \pi > 0.1$ とすることで、環状部の破損を避ける効果がある。

【0018】

【発明の実施の形態】

以下、図面に従って本発明の実施の形態を説明する。

【0019】

図9に、マシニングセンタ、研削盤等の工作機械における主軸装置の一構造例を示す。この主軸装置はビルトイン・タイプと呼ばれているもので、モータ5が主軸装置の軸方向中央部に配設され、主軸6の外周に設けられたロータ5aとハウジング7の内周に設けられたステータ5bとで構成される。ステータ5bに電流を印加すると、ロータ5aとの間に励磁力が発生し、その励磁力によって主軸6が回転する。主軸6は、モータ5を挟んでフロント側(工具側)とリヤ側(反工具側)にそれぞれ配置された転がり軸受でハウジング7に対して回転自在に支持される。通常、リヤ側は、運転時の熱による主軸6の軸方向膨張量を吸収し又は逃がすため、主軸6の軸方向変位を許容できる構造とされる(自由側)。この例では、フロント側に組合せアンギュラ玉軸受(一对のアンギュラ玉軸受)8を使用し、リヤ側に単列の円筒ころ軸受9を使用している。

【0020】

図1はリヤ側に配置される円筒ころ軸受9を示している。この円筒ころ軸受は、外周に軌道面12を有する内輪10と、内周に軌道面22を有する外輪20と、内輪10の軌道面12と外輪20の軌道面22との間に転動自在に配された複数の円筒ころ30と、円筒ころ30を円周方向で所定間隔に保持する樹脂保持器40を主要な構成要素としている。内輪10は両側部につば14を有する。

【0021】

円筒ころ30の直径 D_a と、断面高さ $H = (D - d) / 2$ (D : 軸受外径、 d : 軸受内径) との比 D_a / H 、円筒ころ30の長さ L_w と軸受幅 B との比 L_w / B は、それぞれ、 $0.3 \leq D_a / H < 0.45$ 、 $0.3 \leq L_w / B < 0.45$ の範囲内の値に設定されている。なお、円筒ころ30の長さ L_w と直径 D_a との比 L_w / D_a の値は、例えば1である。また、上記の設定に加え、円筒ころ30の数を所定数に設定することにより（例えば、標準円筒ころ軸受のころ数よりも少なくして）、同じ軸受内径、軸受外径の組合せアンギュラ玉軸受と同等又はそれ以上の剛性を確保している。

【0022】

例えば、工作機械の主軸装置に組み込まれる転がり軸受では、通常、初期ラジアル内部隙間をゼロか極僅かな負隙間に設定するが、運転時には内外輪の温度差により負隙間が増大して予圧条件下での運転となる。この場合、円筒ころの直径 D_a や長さ L_w が他の寸法に対して相対的に大きくなりすぎると、円筒ころと軌道面との接触部の発熱が増大する原因となる。また、保持器を具備させる場合、円筒ころの直径 D_a や長さ L_w が大きくなりすぎることは、保持器の剛性や強度を確保する上で不利になる。すなわち、断面高さ H に対して直径 D_a が相対的に大きくなると、円筒ころ相互間の間隔が狭まり、保持器の柱部の円周方向肉厚を十分に確保することが難しくなる。また、軸受幅 B に対して長さ W が相対的に大きくなると、保持器の環状部の軸方向肉厚を十分に確保することが難しくなる場合がある。予圧条件下の運転では、円筒ころの公転の遅れ進み量が大きくなり、保持器が円筒ころから大きな力を受けるので、特に保持器を樹脂材で形成する場合、上記の肉厚が不足すると、保持器の所要の剛性や強度が得られない場合がある。その一方で、円筒ころの直径 D_a や長さ L_w が他の寸法に対して相対的に小

さくなりすぎると、基本動定格荷重が小さくなりすぎ、軸受寿命の低下を招く。
また、断面高さHに対して直径D_aが相対的に小さくなると、保持器の径方向肉厚を十分に確保することが難しくなる。

【0023】

以上の点を踏まえ、比D_a/H、比L_w/Bの最適範囲として $0.3 \leq D_a/H < 0.45$ 、 $0.3 \leq L_w/B < 0.45$ とした。すなわち、比D_a/H、比L_w/Bを上記範囲内に設定することにより、円筒ころと軌道面との接触部の発熱を抑制しつつ、所要の基本動定格荷重を確保することができ、保持器を具備させる場合は、その保持器の肉厚を十分に確保して、所要の剛性や強度を得ることができる。また、 $0.3 \leq L_w/B < 0.45$ とすることにより、円筒ころと軌道面との軸方向位置合わせの許容量が従来よりも増えるので、組立作業が容易になるという利点もある。

【0024】

保持器40は、樹脂材、例えばポリエーテルエーテルケトン（PEEK）にガラス繊維又は炭素繊維を20～40wt%配合した樹脂材で形成され、図2～7に示すように、軸方向に所定間隔で対向した一对の環状部42と、環状部42どうしを連結する複数の柱44とを備えている。隣接する柱44間に窓形のポケット46が形成されている。各柱44には、図5に示すように、基部44aから概略半径方向に二股状に分かれた一对の舌片44bが設けられており、また、ポケット46の円周方向の壁面を構成する環状部42の内側面には、円筒ころ30の端面を案内する、僅かに凸状となった接触面48が設けられている。

【0025】

図7に拡大して示すように、ポケット46の軸方向の壁面を構成する柱44の側面は、互いに滑らかに連続した内径側のストレート面44cと外径側の円弧面44dとからなる。ストレート面44cは、主に、基部44aの一方の側面によって形成され、円弧面44dは、主に、舌片44bの一方の側面によって形成される。円弧面44dは、円筒ころ30の転動面32の曲率半径よりも僅かに大きな曲率半径をもった円弧で描かれ、円筒ころ30がポケット46内で外径方向に所定量相対移動すると円弧面44dと係合し、これにより、円筒ころ30の外径

方向への抜けが規制され、軸受回転時も円筒ころと保持器ポケット部により径方向が位置決めされる転動体案内形式である。ストレート面 44c と円弧面 44d は、円筒ころ 30 の転動面 32 を案内する案内面となる。また、舌片 44b の他方の側面 44e 間に底面 44f があり、側面 44e と底面 44f とが会合する隅部 44g は円弧面で滑らかに接続されている。

【0026】

この実施の形態では、保持器 40 の所要の剛性や強度を確保すべく、各部位の肉厚が次のように設定されている。まず、舌片 44b の基端肉厚寸法 U (図 7 参照) は、円筒ころ 30 の直径 D_a に対して $U/D_a \geq 0.2$ に設定されている。ここで、隅部 44g が円弧面で形成されている場合、基端肉厚寸法 U は、側面 44e 間と隅部 44g との交点 X を基準位置とし、そこからストレート面 44c 又は円弧面 44d に到る最小寸法とする。つぎに、環状部 42 の軸方向肉厚 W (図 2 参照) は、円筒ころ 30 の長さ L_w に対して $W/L_w \geq 0.4$ に設定され、環状部 42 の半径方向肉厚 T (図 4 参照) は、円筒ころ 30 の直径 D_a に対して $0.5 \leq T/D_a \leq 0.6$ に設定されている。

【0027】

保持器 40 のポケット 46 のすみ部の曲率半径 r (図 3 参照) を、円筒ころ 30 の長さを L_w としたとき、 $r/L_w \geq 0.1$ の関係に設定してある。保持器 40 の破損として、ポケット 46 のすみ部から柱 44 方向あるいは環状部幅面方向へ進む破損に至るおそれがあることは特に注意が必要である (図 8 参照)。このポケット 46 のすみ部の曲率半径 r が小さい場合、応力集中により柱 44 あるいは環状部 42 が破断しやすくなるため、 $r/L_w \geq 0.1$ となるよう、すみ部曲率半径 r を大きくとる必要がある。

【0028】

また、保持器 40 のポケット 46 のすみ部の曲率半径 r と、保持器 40 の環状部 42 の内径側最小寸法 k_1 (図 3 参照) との関係を、 $r/k_1 \leq 1$ の関係に設定してある。応力集中の緩和のために、むやみにすみ部の曲率半径 r を大きくすると、環状部 42 が破断するおそれがある。これを回避するために、すみ部の曲率半径 r は、環状部 42 の内径側最小寸法 k_1 よりも小さくするのが好ましい。

これは、円筒ころ 3 0 の遅れ進みにより保持器 4 0 の環状部 4 2 が変形し、その時環状部 4 2 内径側の引っ張りによる力から環状部破断となることを避けるためである。

【0 0 2 9】

すみ部の曲率半径 r も大きくし、環状部 4 2 内径側最小寸法 $k 1$ も確保できれば問題ないが、保持器 4 0 の幅寸法は一般に軸受幅面より小さく設定され、環状部 4 2 の総幅も制限される。また、保持器 4 0 の内径部と内輪 1 0 の外径部にノズル付き間座が設置される場合もあり（特願 2 0 0 2 - 3 5 8 8 5 0）、環状部 4 2 内径側最小寸法 $k 1$ も制限される。

【0 0 3 0】

図 6 に示すように、ころ端面との接触面 4 8 と柱 4 4 との間の距離（環状部最小肉厚部）を $w 5$ 、保持器内径を $\phi d 1$ 、ころ本数を Z としたとき、 $w 5 \cdot Z / \phi d 1 \cdot \pi > 0.1$ の関係に設定してある。環状部 4 2 が変形したとき、ポケット 4 6 の柱 4 4 近傍（ $w 5$ ）は応力が集中しやすいが、円筒ころ 3 0 の端面と接触する凸部 4 8 があることでさらに応力が集中しやすくなる。 $w 5$ を確保することで応力集中を緩和させるため、環状部 4 2 内径側の円周長さに対する $w 5$ の割合を確保する必要がある、式 $w 5 \cdot Z / \phi d 1 \cdot \pi > 0.1$ とすることで、環状部破断を避ける効果がある。

【0 0 3 1】

保持器 4 0 のポケット 4 6 のすみ部の曲率半径 r を、円筒ころ 3 0 の端面と接触する接触面 4 8 の突出量 $k 2$ と円筒ころ 3 0 の軸方向面取り $r 1$ の和よりも小さく設定してある（ $r < k 2 + r 1$ ）。ポケット 4 6 のすみ部曲率半径 r と円筒ころ 3 0 の面取りの干渉を避けるためである。

【0 0 3 2】

図 9 に示すように、この実施の形態の円筒ころ軸受 9 は、内輪 1 0 を主軸 6 の外周に嵌合させ、外輪 2 0 をハウジング 7 の内周に嵌合させる。運転時のラジアル内部すきまは例えば負すきまに設定され、軸受内部はエアオイル潤滑、オイルミスト潤滑、ジェット潤滑、グリース潤滑などの潤滑方式によって潤滑される。主軸装置に内蔵されたモータ 5 によって主軸 6 が高速で回転駆動されると、フロ

ント側のアンギュラ玉軸受 8 とリヤ側の円筒ころ軸受 9 で主軸 6 がハウジング 7 に対して回転自在に支持される。また、運転時の温度上昇によって、主軸 6 が軸方向に熱膨張すると、その軸方向膨張量が、円筒ころ軸受 9 の外輪 20 と円筒ころ 30 との間のスライド変位によって吸収され又は逃がされる。

【0033】

樹脂保持器は、機械加工で製作する場合もあるが、量産性のある成形保持器が一般的である。樹脂保持器を成形する場合、ウエルド部（樹脂の結合部）については、強度が低下することは広く知られており、そのため、こうしたウエルド部は肉厚の厚い（断面積が大きい）部分に位置するよう設定することも広く行われている。最も断面積が小さい環状部にウエルド部を位置させることは当然避けるべきであり、この場合断面積の大きい柱部にウエルド部が位置することとなる。図 5 に示すように、舌片 44b の背面の逃がし底部の径を ϕP 、逃がし部の円周方向寸法を $w1$ 、柱の内径側円周方向寸法を $w2$ としたとき、 $w1 \cdot Z / \phi P \cdot \pi > 0.1$ 、かつ、 $w1 / w2 > 0.3$ とすることで、柱 44 中央部にウエルド部が位置する場合でも、応力の集中を避け、破断することなく保持器 40 の機能を発揮することを可能にする。

【0034】

例えば、内輪 10 につば 14 がある場合、保持器 40 の外径側に円筒ころ 30 の脱落を防止し、円筒ころと保持器ポケット部により径方向が位置決めされるための舌片 44b がある。成形金型ではポケット 46 部よりも舌片 44b が小さくなっており、このためポケット部金型を外径側に無理抜きして成形する場合は、舌片 44b が弾性変形して無理抜きを許容する。また、円筒ころ 30 を組み込む場合は、外径側から組み込むため、円筒ころ 30 が通過する時、舌片 44b が弾性変形する。この舌片 44b の弾性変形を助けるために、柱 44 の中央部は逃がされた形状となっている。断面が確保されている場合でも、こうした谷部にウエルド部を位置させる場合には、特に注意が必要である。円筒ころ 30 の遅れ進みにより保持器 40 が変形することは既に述べたが、この変形による谷部への応力集中を緩和する必要がある。

【0035】

次に、参考として工作機械主軸等高速で使用する円筒ころ軸受の組込みすきま調整方法について述べる。最近の工作機械は、加工精度と加工能率向上のため、主軸軸受に円筒ころ軸受を高速で使用するケースが多くなってきている。円筒ころ軸受を主軸に使用する場合、軸受組み込み後の軸受すきまの管理が機能上重要となる。従来、円筒ころ軸受の組込みすきまは、図 1 1 に示すように、内径をテーパ面とした内輪を主軸のテーパ軸部に嵌合させ、内輪の軸方向追い込み量により内輪軌道径を膨張させて調整している。

【0 0 3 6】

最近の工作機械は加工能率を上げるため高速化の傾向にある。しかし、従来の軸受すきま調整方法では、軸受の高速化に支障を来す懸念がある。それは、内輪内径面がテーパとなっていることで生じる内輪軌道面の傾きである。テーパの大径側と小径側では径方向に偏肉となるため、運転による遠心力が作用すれば膨張量に差が生じ（大径側＞小径側）、結果、内輪軌道面が傾いてころのスキュー発生、したがってまた、摩擦増大の要因となる。また、テーパを利用するすきま調整では、内輪側テーパは軸受メーカーが、軸側テーパは工作機械メーカーが、それぞれ別個に加工することになり、両者加工物間でテーパ角度に差が生じやすく、両者を嵌合させたときの精度劣化の原因にもなる。このように、回転する内輪にテーパ面をもつ従来軸受では、構成形状に起因する不具合が生じやすく、高速化への妨げになりつつある。

【0 0 3 7】

そこで、組込み後の軸受すきま調整を、内輪側でなく外輪側で実施することを提案する。内輪はストレート面とし、通常のしまりばめで主軸と嵌合させる。そして、すきま調整は、外輪と軸受箱との間に軸受すきま調整機構を持つリングを配置してこれを軸方向に追い込むことで、外輪を径方向に収縮させて行う。外輪の収缩量はリングの軸方向追い込み量で調整される。このような構成を採用することにより、次のような効果が得られる。内輪の軌道面の幅方向偏肉がないため、運転中の遠心力による軌道面変形が発生せず、高速運転が可能となる。構成部品中のテーパが同一箇所加工でき、面合わせの精度が向上する。ハウジングと外輪との間のそれぞれのはめあい部において、簡単にしまりばめが得られ、従来

のハウジング内径寸法精度に比べて粗くできる。スピンドル組み込み後においても軸受すきまの調整が可能となる。

【0038】

図12は、ワーク側に円筒ころ軸受60を、反ワーク側にアンギュラ玉軸受58を背面組合せで配列した工作機械の主軸装置いわゆる主軸スピンドルの例である。円筒ころ軸受60は、内輪62、外輪64、円筒ころ66、保持器68を主要な構成要素としており、内輪62が焼きばめあるいは圧入により主軸50と嵌合し、外輪64がハウジング52と嵌合する。図13に拡大して示すように、円筒ころ軸受60の外周にテーパ面を介して接する二重管の形態をしたすきま調整手段70Aを設けてある。すきま調整手段70Aはここでは外環72と内環74とストッパ76とで構成される。外環72は外周面が円筒形で、この円筒形外周面にてハウジング52の円筒形孔と嵌合している。外環72の内周面はワーク側（図13の左側）が小径となったテーパ面である。内環74は内周面が円筒形で、この円筒形内周面にて外輪64の外周面と嵌合している。内環74の外周面は外環72の内周面に対応するテーパ面である。蓋54で外環72を軸方向に押し込むことにより、内環74と外輪64を半径方向に収縮させる。つまり、内環74は外環72による軸方向押圧力を外輪64の半径方向収縮力に変換する働きをする。ストッパ76は、外環72の押し込み量を制限し、外輪64の収縮量を決める役割を果たす。

【0039】

軸受すきまの調整手順は次のとおりである。

- イ) まず、内輪62を主軸50に圧入した後の円筒ころ66外接円径を測定する。
- ロ) そして、測定した円筒ころ外接円径と設定したい軸受すきま量により、組込み後の外輪64の軌道径を決める。
- ハ) 次に、ハウジング52に外輪64ならびにすきま調整手段70Aを組み込み、蓋54で外環72を軸方向にストッパ76に当たるまで押し込んで（ボルト56による締付け力による）、ストッパ76の幅寸法と外輪軌道径変化の関係を求める。

ニ) 上のハ) で求めた関係をもとに、ロ) で決めた外輪軌道径にするストッパ 76 の幅寸法を決定する。

ホ) 上のニ) で決定した幅寸法と外輪軌道径変化の関係を求める。

【0040】

上述の例は、外輪 64 の外周面とハウジング 52 との間にテーパ面を介して接する二重環の形態をしたすきま調整手段 70A を用いた場合であるが、ハウジング 52 の軸受挿入部にテーパ面を形成することができれば、外環 72 を廃して簡素化することができる。図 14 はそのようなすきま調整手段 70B を示し、ハウジング 52 にテーパ孔を設け、そのテーパ面と対応するテーパ面をもった環体 74' を挿入してある。環体 74' の奥には、環体 74' の軸方向押込み量を制限して外輪 64 の収縮量を定める働きをするストッパ 76' を配置する。軸受すきまの調整は上述の例と同様に行えばよい。

【0041】

また、図 15 に示すような特殊断面形状をもったすきま調整手段 70C による方法も考えられる。すきま調整手段 70C は、外輪 64 の外周面とハウジング 52 との間に介在するリング 78 と、ハウジング 52 と蓋 54 との間に介在する間座 77 を含んでいる。間座 77 は蓋 54 の軸方向位置決めをする役割を果たす。リング 78 を軸方向に変形させることで、同リング 78 の内径寸法が収縮し、内周面にて嵌合している外輪 64 も同様に収縮して内径寸法が調整される。寸法調整量は、リング 78 の軸方向変形量で決定されるから、リング 78 の軸方向変形量を制限する間座 77 の幅寸法を調整すればよい。

【0042】

【発明の効果】

本発明によれば、高速運転、急加速減速運転下においても、保持器がその性能を安定的に発揮するため、より高速回転に適した円筒ころ軸受を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

a は本発明の実施の形態を示す円筒ころ軸受の縦断面図、

b は円筒ころの正面図である。

【図 2】

保持器の要部平面図である。

【図 3】

図 2 の保持器の下面図である。

【図 4】

図 2 の IV-IV 断面図である。

【図 5】

図 2 の V-V 断面図である。

【図 6】

図 2 の VI-VI 断面図である。

【図 7】

保持器と円筒ころとの位置関係を示す要部断面図である。

【図 8】

保持器の破損態様を説明するための図 2 と類似の要部平面図である。

【図 9】

工作機械の主軸装置の一構造例を示す縦断面図である。

【図 1 0】

従来の円筒ころ軸受の断面図である。

【図 1 1】

従来の技術を示すスピンドル装置の縦断面図である。

【図 1 2】

本発明の実施の形態を示すスピンドル装置の縦断面図である。

【図 1 3】

図 1 2 の要部拡大図である。

【図 1 4】

別の実施の形態を示す図 1 3 と類似の拡大断面図である。

【図 1 5】

さらに別の実施の形態を示す図 1 3 と類似の拡大断面図である。

【符号の説明】

1 0	内輪
1 2	軌道面
1 4	つば
2 0	外輪
2 2	軌道面
3 0	円筒ころ
3 2	転動面
4 0	保持器
4 2	環状部
4 4	柱
4 4 a	基部
4 4 b	舌片
4 4 c	ストレート面
4 4 d	円弧面
4 4 e	側面
4 4 f	底面
4 4 g	隅部
4 6	ポケット
4 8	接触面
5 0	主軸
5 2	ハウジング
5 4	蓋
5 6	ボルト
5 8	アンギュラ玉軸受
6 0	円筒ころ軸受
6 2	内輪
6 4	外輪
6 6	円筒ころ

6 8 保持器

7 0 A, 7 0 B, 7 0 C すきま調整手段

7 2 外環

7 4 内環

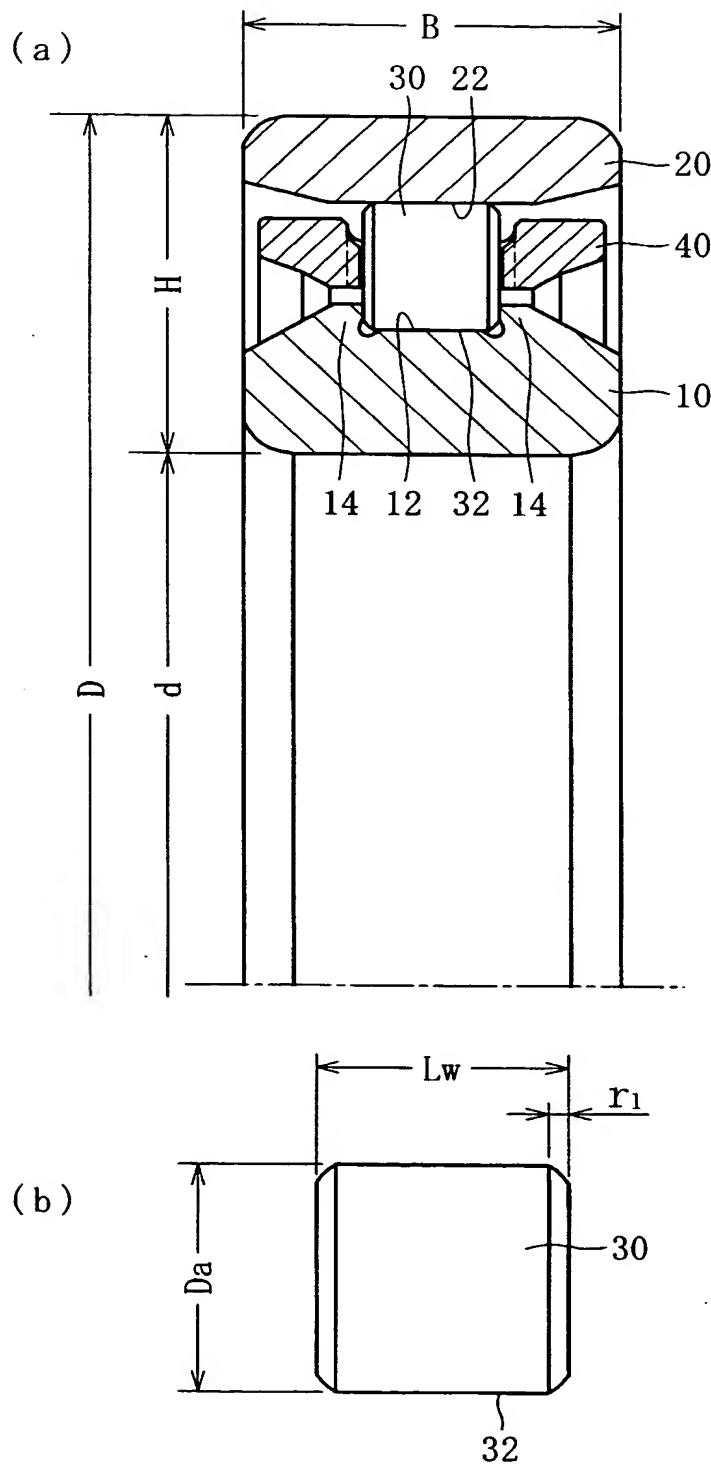
7 6 ストッパ

7 7 間座

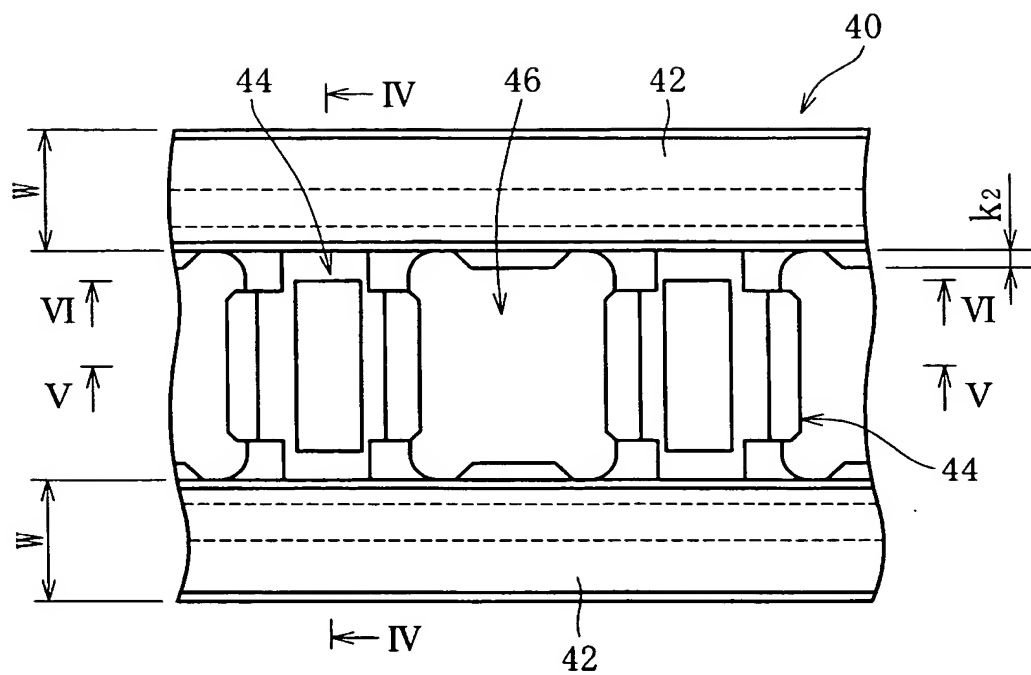
7 8 リング

【書類名】 図面

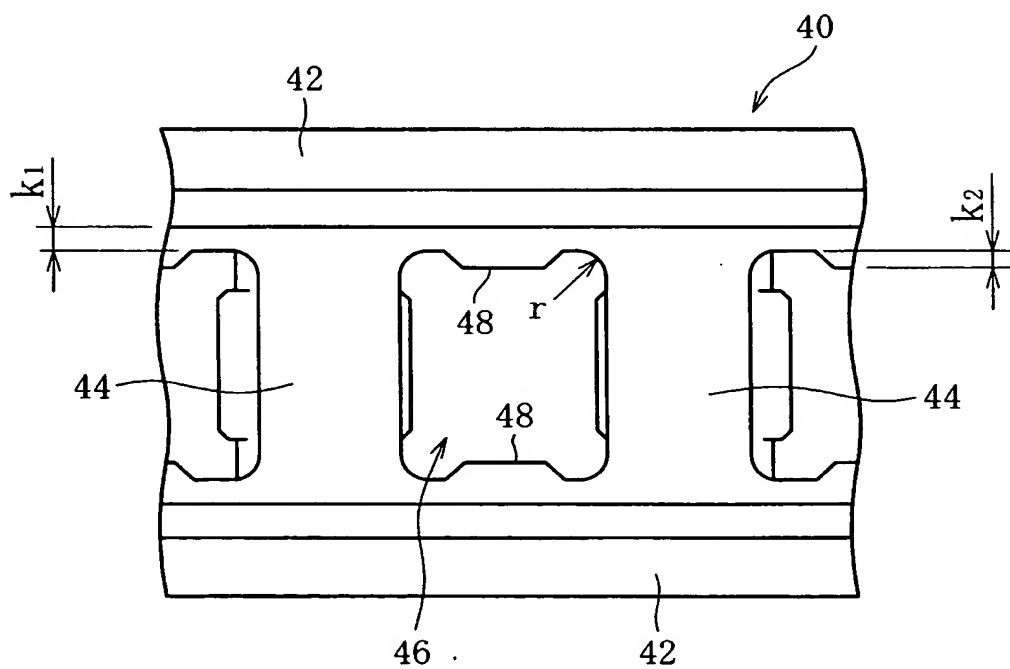
【図 1】



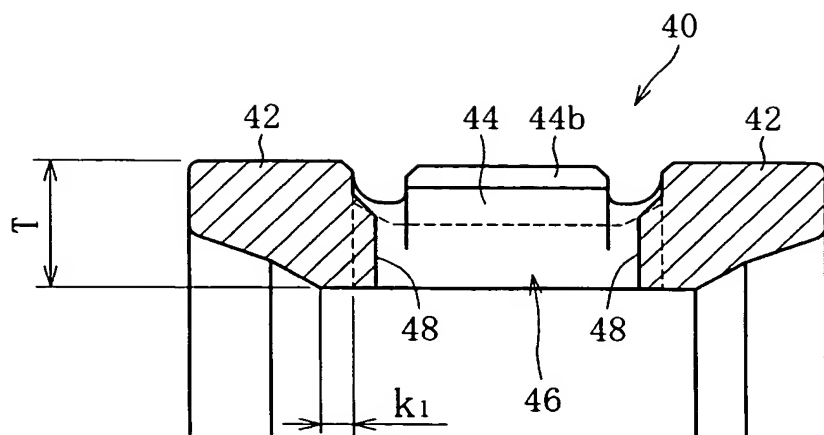
【図 2】



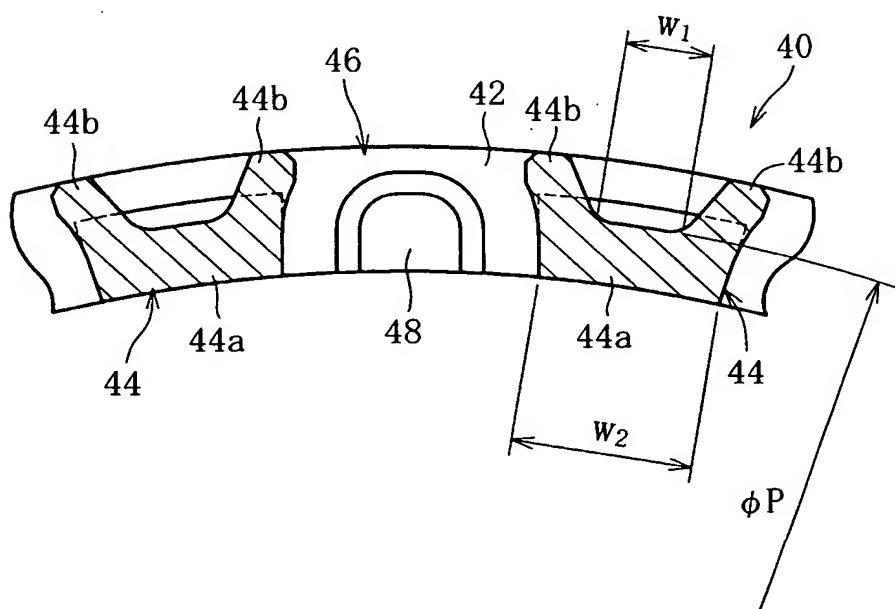
【図 3】



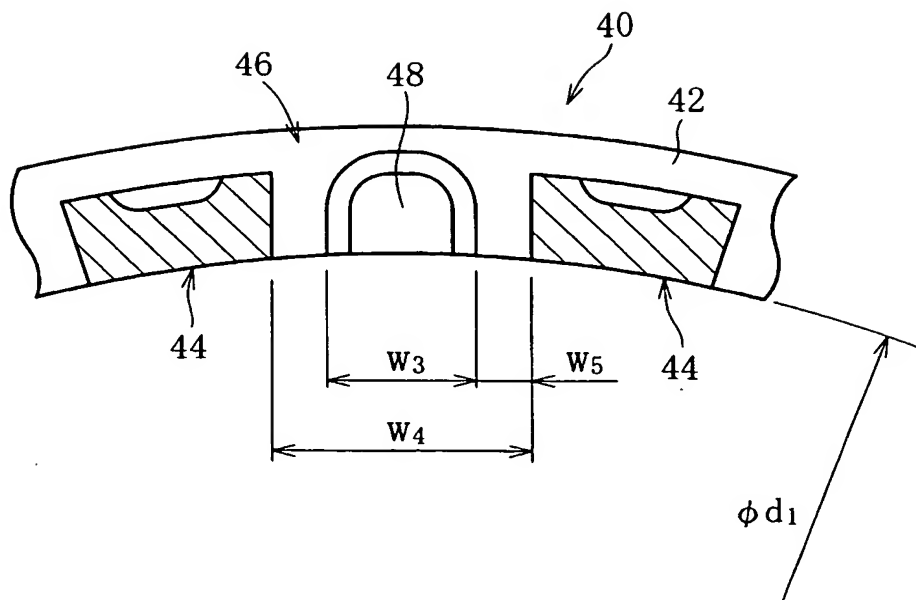
【図 4】



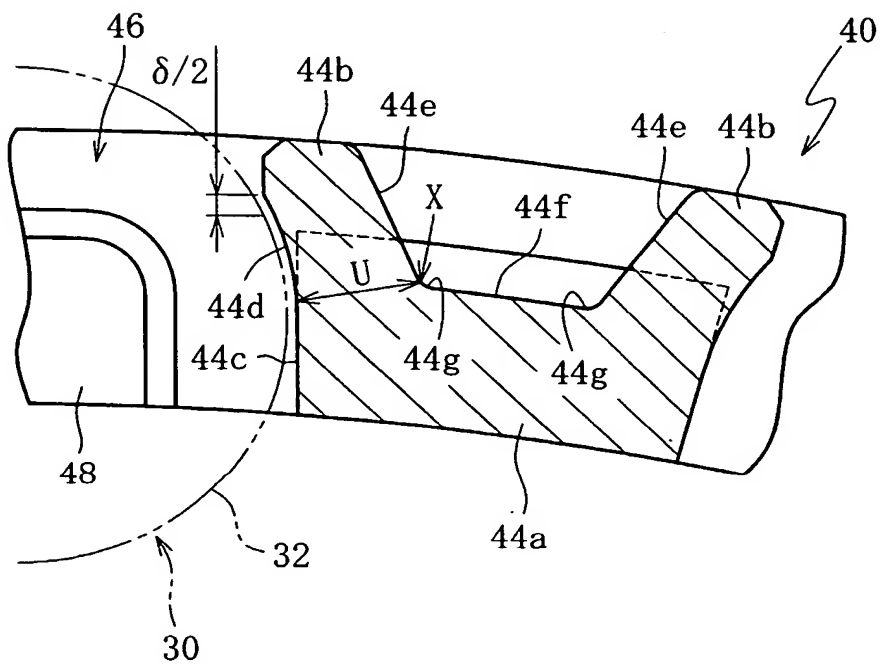
【図 5】



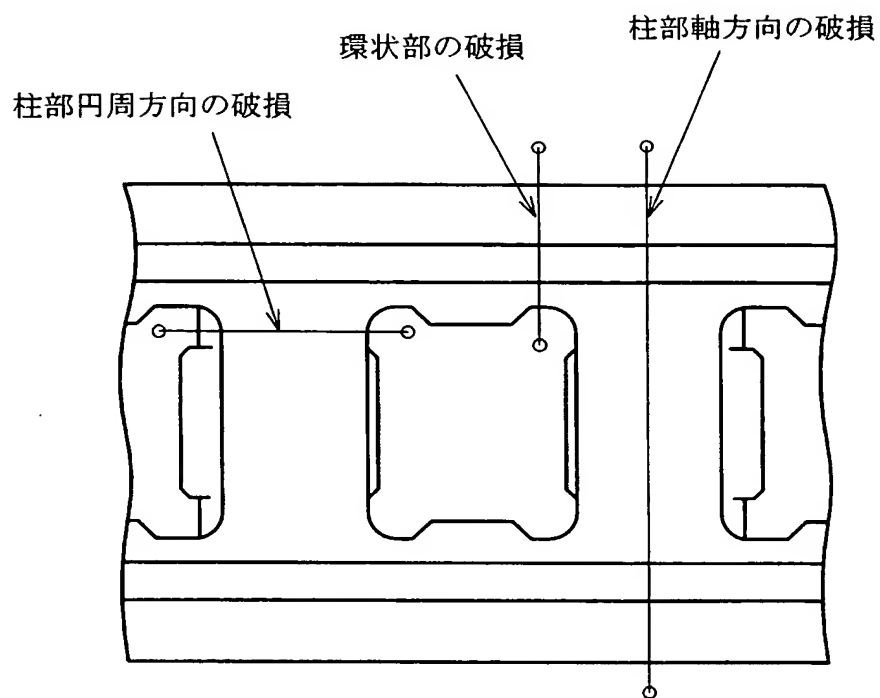
【図 6】



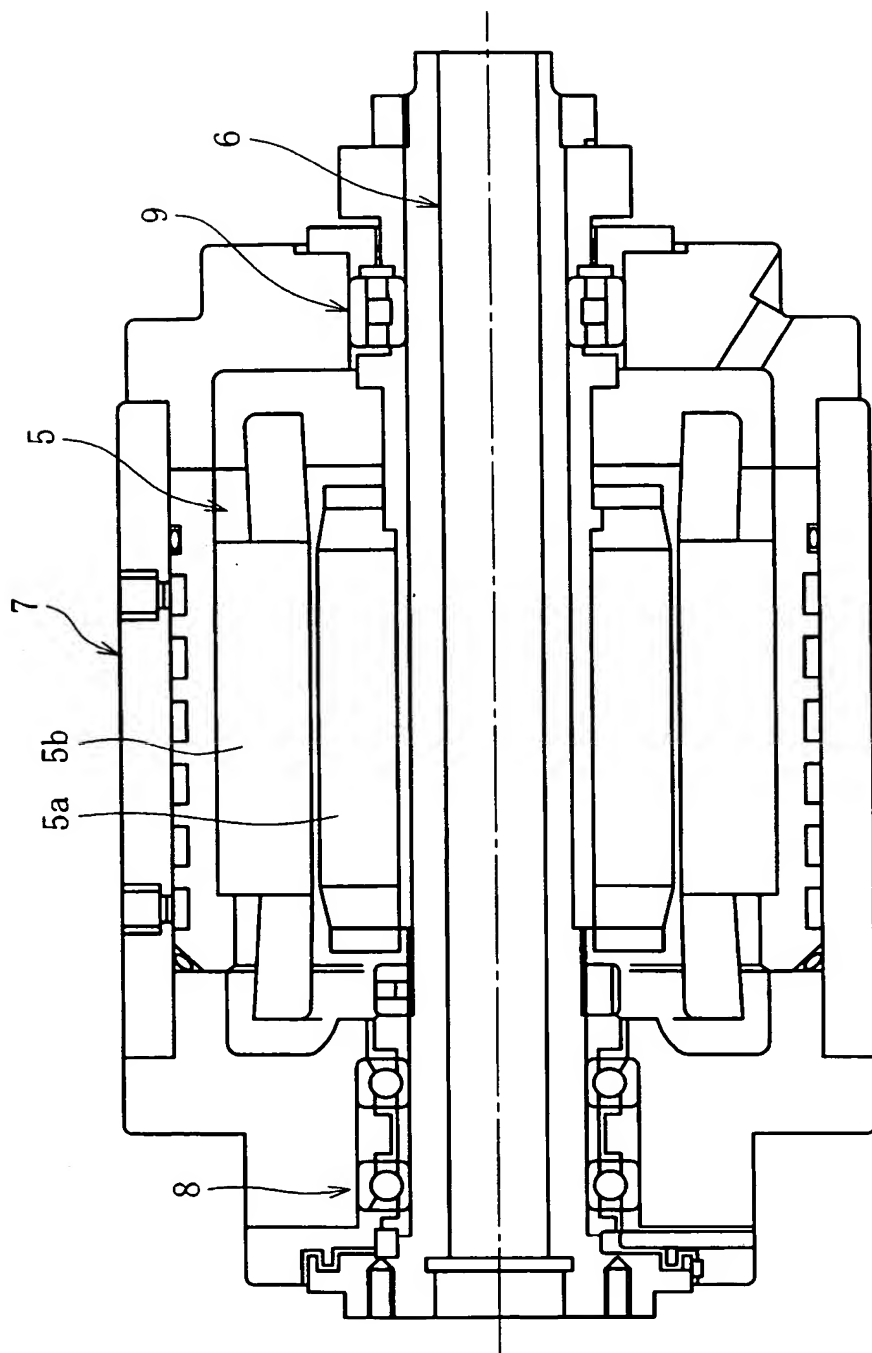
【図 7】



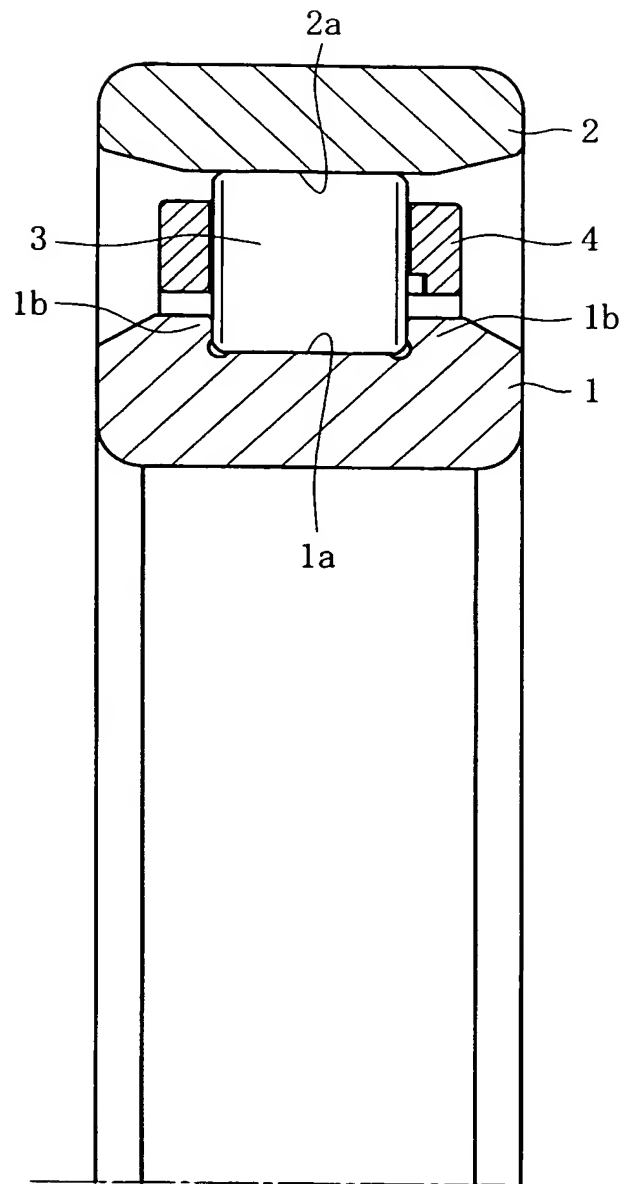
【図 8】



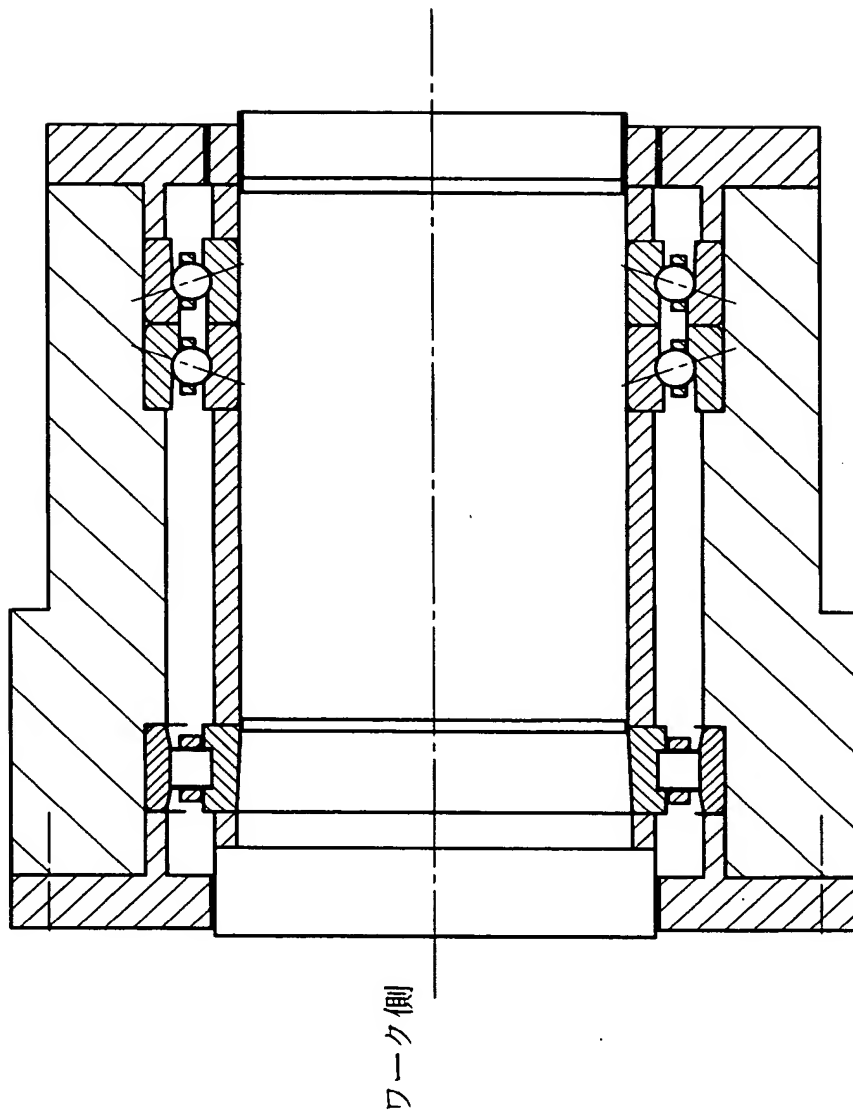
【図 9】



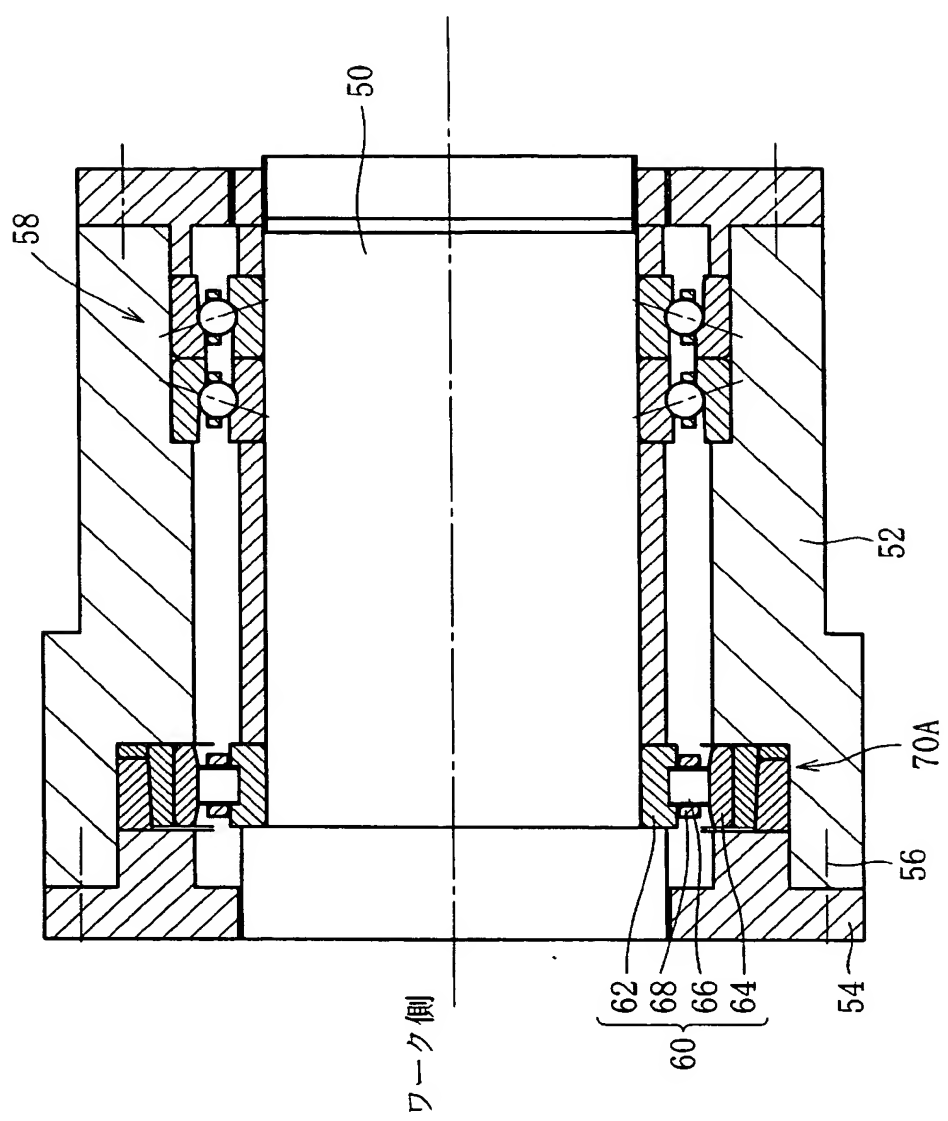
【図 10】



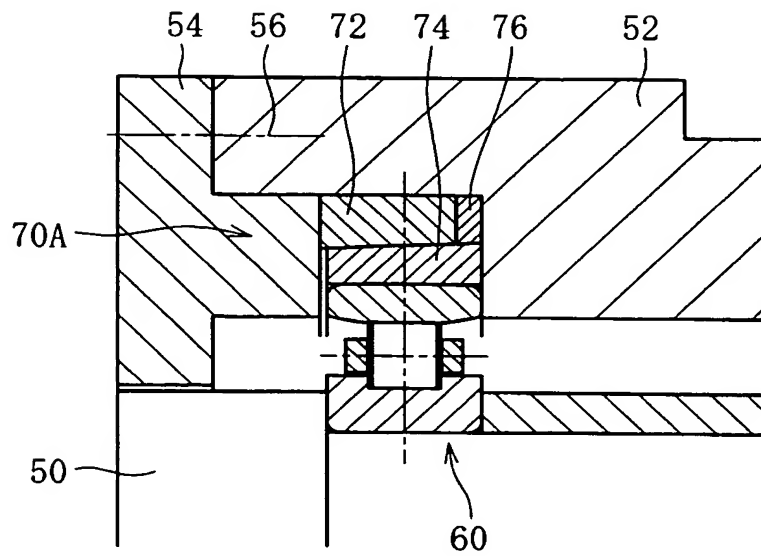
【図 11】



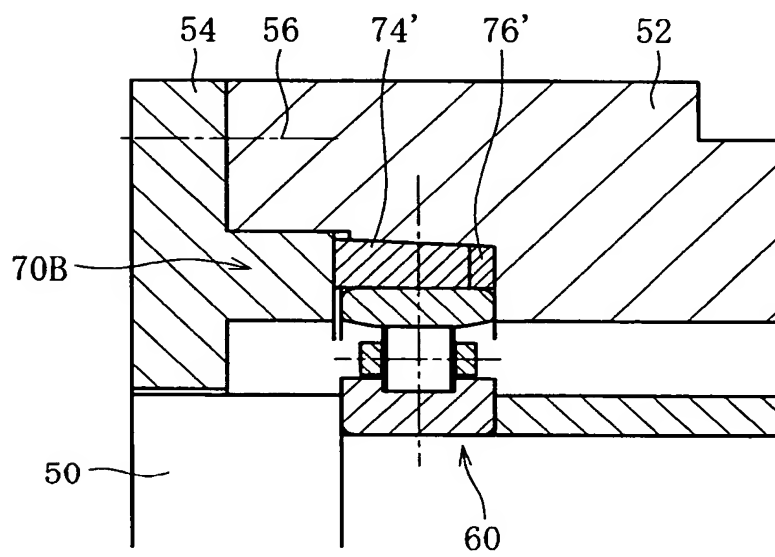
【図 12】



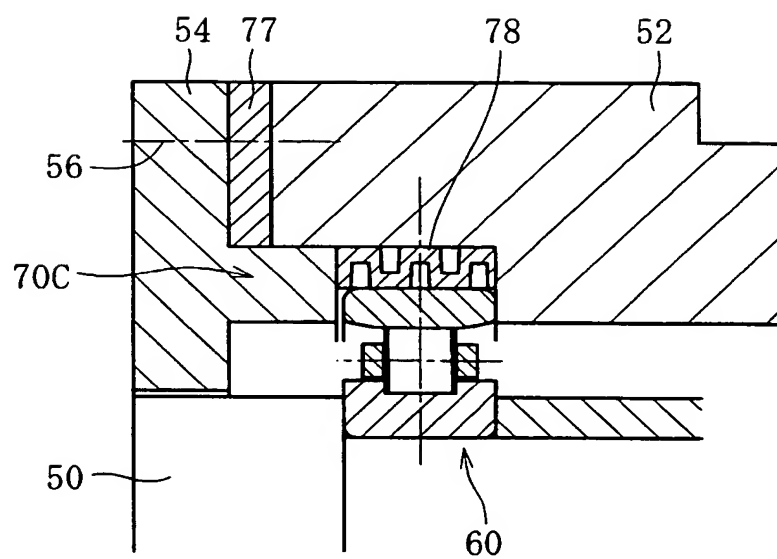
【図 13】



【図 14】



【図 15】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 円筒ころ軸受の保持器の強度を向上させ、円筒ころ軸受が高速運転時、急加速減速運転下において安定的に性能を発揮するようにする。

【解決手段】 保持器40のポケット46のすみ部の曲率半径を r 、円筒ころ30の長さを L_w としたとき、 $r / L_w \geq 0.1$ の関係が成り立つようにする。また、保持器40の環状部42の内径側最小寸法を k_1 としたとき、 $r / k_1 \leq 1$ の関係が成り立つようにする。

【選択図】 図1

特願 2 0 0 3 - 1 1 0 3 7 2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 1 0 2 6 9 2]

1. 変更年月日	2 0 0 2 年 1 1 月 5 日
[変更理由]	名称変更
住 所	大阪府大阪市西区京町堀 1 丁目 3 番 1 7 号
氏 名	N T N 株式会社